

- 19. Japan Patent Office (JP)
 - 12. Laid-open Patent Gazette (A)
 - 11. Laid-open Patent Application Sho 60-164677
 - 43. Date Published: August 27, 1985
-

51.	Int. Cl. ⁴	ID No.	Office Control No.
	F 04 B 1/20		7504-3H

Examination Not Requested Yet
 Number of Inventions: 1 (Total 8 pages)

- 54. Title of Invention: Fluid Machine
- 21. Application Number: Sho 59-19983
- 22. Application Date: February 8, 1984
- 72. Inventor: Hisanobu Kanamaru, Hitachi Sawa Plant, No. 2520 Oaza Koba, Katsuta City
- 72. Inventor: Akira Tohkairin, Hitachi Sawa Plant, No. 2520 Oaza Koba, Katsuta City
- 72. Inventor: Tomiyasu Onuma, Hitachi Sawa Plant, No. 2520 Oaza Koba, Katsuta City
- 71. Applicant: Hitachi, Ltd., 4-6 Kanda-surugadai, Chiyoda-ku, Tokyo
- 74. Agent: Akio Takahashi, Patent Agent, and two others

SPECIFICATION

TITLE OF THE INVENTION

Fluid Machine

2. CLAIMS

- 1. A fluid machine, comprising:
 - (a) a hollow cylinder case;
 - (b) an end cover located at one side of said cylinder case;
 - (c) a rotary shaft extending into said cylinder case and performing rotary motion;
 - (d) a cylinder block disposed inside said cylinder case and rotating integrally with said rotary shaft;
 - (e) a cylinder bore formed in said cylinder block;
 - (f) a rotation support shaft provided in said end cover at a location radially eccentric to a line extending from the rotational center axis of said rotary shaft and extending in a direction that intersects said rotational center axis between said end cover and said cylinder block;
 - (g) a cross-slider type universal joint consisting of a first rotary end part axially supported by said rotation support shaft so that it can freely rotate, a second rotary

end part fixedly attached to the end of said rotary shaft, and a cross slider that joins said first rotary end part and said second rotary end part;

(h) a swash plate provided at said first rotary end part of said universal joint;
 (i) a piston disposed at said cylinder bore and connected to said swash plate;
 and

(j) a working fluid influx passage and working fluid discharge passage associated so that working fluid is supplied via a throughhole provided in said cylinder bore when in the step where said piston is positioned at the side opposite said end cover and the working fluid is being introduced, and the working fluid is discharged from said throughhole when in the step where said piston is discharging the working fluid.

2. A fluid machine as recited in claim 1, wherein said working fluid influx passage and said working fluid discharge passage are formed in a front cover located at the other side of said cylinder case opposite to said end cover.

3. A fluid machine as recited in claim 2, wherein a spline is formed on said rotary shaft, and said cylinder block is fastened to said spline so that it is capable of movement in the axial direction, and said cylinder block is pressed to said front cover side by an elastic body.

4. A fluid machine as recited in claim 1, wherein a bearing is interposed between the outer periphery of said cylinder block and the inner periphery of said cylinder case.

5. A fluid machine as recited in claim 1, wherein said rotation support shaft is provided in said end cover so that it can move centered on the rotational center of said universal joint.

6. A fluid machine as recited in claim 5, wherein said rotation support shaft is fixed to a fixed part with gear teeth partially cut therein, and said fixed part can move centered on the rotational center of said universal joint by adjusting an adjustment screw provided in said end cover.

7. A fluid machine as recited in claim 5, wherein said rotation support shaft is fixed to said fixed part, and said fixed part can move centered on the rotational center of said universal joint by means of a hydraulic piston provided in said end cover.

8. A fluid machine as recited in claim 1, wherein said working fluid influx passage and said working fluid discharge passage make sliding contact with said cylinder bore, and additionally comprising a seat member that has a communicating groove that has a predetermined relationship with said throughhole formed in said cylinder bore.

9. A fluid machine as recited in claim 8, wherein the distance between each of said grooves provided in said seat member is such that said cylinder bore does not overlap both grooves when said piston is at the top dead center or the bottom dead center.

3. DETAILED DESCRIPTION OF THE INVENTION

Invention's Field of Application

The present invention pertains to a fluid machine with a pump function for pressurizing and sending fluids, especially working fluids such as oil, etc., or a motor function for obtaining rotary power using the water head energy (pressure energy, etc.) of a working fluid.

Invention's Background

Fluid pumps that pressurize and send a working fluid such as oil, etc. and fluid motors that obtain rotary power using the water head energy of a working fluid are generally well known fluid machines.

This sort of fluid machine exists as the swash plate rotary type, which fixedly provides a swash plate on a drive shaft, and the rotation of this swash plate oscillates an oscillating disk that is axially supported by another shaft and causes reciprocating motion, as typified by FIG. 1 of Japanese Laid-open Patent Application No. Sho 58-91383, and [also] exists as the bent axis rotary type, which provides an inclined shaft integrated with the output end of a drive shaft, and the eccentric motion of that inclined shaft is transmitted to an axially supported oscillating disk via a rotation prevention means provided at the outer periphery of the inclined shaft and causes reciprocating motion, as typified by FIG. 2 of the same patent.

Nevertheless, the former requires a bearing means such as a needle bearing, etc. in between in order to transmit rotation of the swash plate to the oscillating disk and convert it to reciprocating motion, so the structure is very complicated.

Also, the central ball bearing that supports the oscillating disk bears the entire thrust load, so frictional resistance is high and mechanical efficiency is very bad.

In addition, a piston rod linked to a piston slideably engaged to the cylinder is linked to the peripheral end of the oscillating disk, so there is a limit where the oscillating disk cannot rotate. This rotation prevention is accomplished by meshing a spur at the side face of the oscillating disk with a fixed bevel gear (the so-called gear sliding type); it is not durable. In addition to that, the thrust load applied to the oscillating disk is borne by a ball bearing, and manufacture of this ball bearing requires a high level of processing technology, and there are problems with its durability and its reliability is poor. Of course various types of means can be employed in order to improve this reliability, but these have the disadvantage of being costly.

Next, the latter is a type that provides a swash plate integrated with the drive shaft, and it is provided with an oscillating disk with a thrust bearing interposed at its outer periphery. As with the former type, the thrust load is applied in the axial direction; durability of the oscillating disk's rotation prevention portion and the usage of many thrust bearings are problems. The structure is also very complicated.

In addition to that, the inclined shaft is long and heavy so rotational balance is bad when rotating and is a major cause of vibration and noise. This rotational balance [issue] also applies to the former example. The shape is not such that it can be corrected and balanced by balance weights, so the fundamental imbalance is not resolved, and there is run-out.

This run-out acts on the drive shaft as an eccentric load and is linked to shaft wear. Also, mechanical vibration not only shortens machine life but also completely eliminates its reliability as a product, causes noise, and is unpleasant for the user, so it must be eliminated.

In the foregoing, typical fluid machines were explained. In both cases there is a large axial thrust load and a large eccentric load applied to the drive shaft. The many strategies that have been pursued for solving mechanical wear in the axial direction and solving eccentricity of the drive shaft have fallen far short. Overall, their mechanical efficiency is very bad.

Object of the Invention

The object of the present invention is to provide a fluid machine with excellent mechanical efficiency.

Summary of the Invention

The present invention is characterized as a fluid machine comprising:

- (a) a hollow cylinder case;
- (b) an end cover located at one side of the aforesaid cylinder case;
- (c) a rotary shaft extending into the aforesaid cylinder case and performing rotary motion;
- (d) a cylinder block disposed inside the aforesaid cylinder case and rotating integrally with the aforesaid rotary shaft;
- (e) a cylinder bore formed in the aforesaid cylinder block;
- (f) a rotation support shaft provided in the aforesaid end cover at a location radially eccentric to a line extending from the rotational center axis of the aforesaid rotary shaft and extending in a direction that intersects the aforesaid rotational center axis between the aforesaid end cover and the aforesaid cylinder block;
- (g) a cross-slider type universal joint consisting of a first rotary end part axially supported by the aforesaid rotation support shaft so that it can freely rotate, a second rotary end part fixedly attached to the end of the aforesaid rotary shaft, and a cross slider that joins the aforesaid first rotary end part and the aforesaid second rotary end part;
- (h) a swash plate provided at the aforesaid first rotary end part of the aforesaid universal joint;
- (i) a piston disposed at the aforesaid cylinder bore and connected to the aforesaid swash plate; and
- (j) a working fluid influx passage and working fluid discharge passage associated so that working fluid is supplied via a throughhole provided in the aforesaid cylinder bore when in the step where the aforesaid piston is positioned at the side opposite the aforesaid end cover and the working fluid is being introduced, and the working fluid is discharged from the aforesaid throughhole when in the step where the aforesaid piston is discharging the working fluid.

In a fluid machine constituted in this manner the cylinder block and motion conversion mechanism portion rotate in synchronization, so the cylinder block and motion conversion mechanism portion appear to be at rest and the piston performs reciprocating motion, so it functions as a pump or motor.

Also, in this sort of constitution the motion conversion mechanism portion consists of a universal joint, so it results in a [fluid machine] with very high mechanical efficiency.

Furthermore, in addition to this the motion conversion mechanism portion consists of a universal joint, so the constituent parts are very few, and as a result the accumulated error of the individual pieces is small, so it achieves the effect of making tolerance control in manufacturing easy.

Embodiments of the Invention

In FIG. 1, reference number 10 is a cylinder case. A front cover 12 is fixed to one end of this cylinder case 10 and an end cover 14 is fixed to the other end by bolts, for example, although sometimes the cylinder case 10 and front cover 12 may be integrally constructed. A rotary shaft 16 is inserted into the lateral sectional center of the front cover 12; this rotary shaft 16 is axially received in the front cover 12 via a ball bearing 18 and a needle bearing 20.

Also, a seal 22 is disposed outside the ball bearing 18; this seal 22 is fixed by a clip 24.

A working chamber assembly 26 and a motion conversion mechanism portion 28 are housed within the cylinder case 10; these are sealed by the end cover 14.

Here, the working chamber assembly 26 consists of a cylinder block 32, which engages a spline 30 formed midway on the rotary shaft 16 and which can rotate integrally with the rotary shaft 16; cylinder bores 34, a plurality of which is formed in a hollow tubular shape disposed inside the cylinder block 32 at equal intervals; and a piston 36, which is disposed in [each of] the cylinder bores 34.

Here the cylinder block 32 rotates in synchronization with the rotary shaft 16, so the outer periphery of the cylinder block 32 is supported by the inner periphery of the cylinder case 10 and a plane bearing 38, but this plane bearing 38 can be replaced by a ball bearing or needle bearing.

Next, a flat spring 42 is interposed between the cylinder block 32 and rotary shaft 16's large diameter part 40; the cylinder block 32 is pushed toward the front cover 12 side. This plays the role of sealing the cylinder block 32 against a seat member 44 mounted in the front cover 12 and increasing the seal; in addition, it also plays the role of making assembly and adjustment easy.

Furthermore, it goes without saying that the cylinder block 32 and rotary shaft 16 basically may also be fixedly mounted.

A working fluid influx passage 46 and working fluid discharge passage 48 are formed in the front cover 12; as shown in FIG. 2, these are connected to an influx groove 50 and discharge groove 52 provided in the seat member 44.

That is, FIG. 2 shows a cross-section along II-II of FIG. 1. The arc-shaped influx groove 50 and discharge groove 52 are formed in the seat member 44; they communicate with the working fluid influx passage 46 and working fluid discharge passage 48 respectively.

Also, an arc-shaped throughhole 54 is formed at the peak of each cylinder bore 34. Through rotation of the cylinder block 32 the throughhole 54 intersects the influx groove 50 and discharge groove 52 respectively.

Next, the motion conversion mechanism portion 28 shall be explained with reference to FIG. 3, FIG. 4, FIG. 5, FIG. 6, and FIG. 7.

A shaft support 58 is integrally formed with the large diameter part 40 at the end of the rotary shaft 16; it constitutes a cross-slider type universal joint 56. But it is also possible to constitute them as separate bodies and later join and integrate them.

Also, a pair of arms 60A of a cross slider 60, which is formed in a cross shape, is axially supported by this shaft support 58.

Meanwhile, the other pair of arms 60B of the cross slider 60 is axially supported by another shaft support 62, and this shaft support 62 is axially supported, with a needle bearing 64 interposed, by a rotation support shaft 66 positioned so that it is radially

eccentric to a line extending from the rotational center axis of the rotary shaft 16. Here the rotation support shaft 66 is fixedly mounted on a fixed part 68; a bearing 70 is interposed between the fixed part 68 and shaft support 62 in order to lessen the friction between them.

Also, the axis of the rotation support shaft 66 and the axis of the rotary shaft 16 have an angle with respect to one another and intersect; that intersection point is the rotational center of the cross slider 60.

Also, a swash plate 72 is fixed to the shaft support 62. This swash plate 72 receives a ball bearing 76, which is connected to the piston 36 via a connecting rod 74. Furthermore, it goes without saying that the swash plate 72 and shaft support 62 may also be integrally formed.

Therefore the shaft support 62 rotates in synchronization with the rotary shaft 16, so as a result the cylinder block 32, piston 36, connecting rod 74, and swash plate 72 rotate in synchronization as one.

Here, gear teeth 78 that employ a worm gear configuration are cut in the bottom of the fixed part 68 as seen in FIG. 3 and FIG. 4. The fixed part 68 can move along a guide groove 80 formed in the end cover 14, and this can move with its rotational center being the center of the cross slider 60. Of course an adjustment screw 82 that meshes with the gear teeth 78 is disposed at the end cover 14.

This adjustment screw 82 can be rotated manually or using an actuator. By providing this sort of mechanism the incline of the axis of the rotation support shaft 66 and the axis of the rotary shaft 16 can be changed. If [the fluid machine] is a pump, the efflux capacity can be changed, and if it is a motor the rotational speed can be changed.

Also, movement of the fixed part 68 can be accomplished by the following sort of method.

That is, in FIG. 5 a hydraulic piston mechanism 84 is provided in the end cover 14; it can move in a direction that intersects the rotational center axis of the rotary shaft 16 at nearly a right angle.

At this hydraulic piston mechanism 84, the rotation support shaft 66 that is fixed to the fixed part 68 extends to the hydraulic piston 86, and the end of the rotation support shaft 66 is fastened to the hydraulic piston 86 via a ball bearing 88. Hydraulic chambers 90 and 92 are formed at both sides of the hydraulic piston 86; the hydraulic piston 86 can engage in reciprocating motion by injecting hydraulic fluid into either one of the hydraulic chambers 90 and 92.

Here the fixed part 68 can move along the guide groove 80 of a guide plate 94 that is held between the end cover 14 and cylinder case 10. Of course it moves centered on the rotational center of the cross slider 60.

Furthermore, the cross slider 60 may take the form shown in FIG. 6: arms 60A and 60B integrally formed in a cross shape, with an outer ring attached at the tip of each arm 60A and 60B with a needle bearing interposed. Or the form shown in FIG. 7 may be used: arms 60A and 60B attached in a cross shape to a cubic body piece.

Next the operation of a fluid machine with the sort of constitution described above shall be explained. First, the example of a pump device shall be explained.

Now, when the rotary shaft 16 is rotated by a motor (for example, an internal combustion engine or electric motor), the cylinder block 32 rotates in synchronization with the rotary shaft 16. Along with this, the shaft support 58 formed at the large

diameter part 40, cross slider 60, and shaft support 62 are rotated at the same time, so the swash plate 72 is also rotated at the same time. Here the angle of inclination of the swash plate 72 is selected by the adjustment screw 82; the swash plate 72 rotates while keeping the selected angle of inclination.

Then, when the cylinder block 32 and swash plate 72 are synchronized in this manner and rotate clockwise in FIG. 2, for example, the piston 36 in the cylinder bore 34 which is in the vicinity of the influx starting end 50A of the influx groove 50 is at a position slightly moved to the bottom dead center from the top dead center. Then, as the cylinder bore 34 moves clockwise, the piston 36 moves toward the bottom dead center, and at the vicinity of the influx completing end 50B of the influx groove 50 the piston 36 is located at a position slightly closer to the top dead center from the bottom dead center.

Here, when the piston 36 is located at the bottom dead center, the cylinder bore 34 is at a position where it overlaps neither the influx groove 50 nor the discharge groove 52.

Next, when the cylinder block 32 moves farther clockwise, the piston 36 moves toward the top dead center from the vicinity of the discharge starting end 52A of the discharge groove 52, and at the vicinity of the discharge completing end 52B the piston 36 is located slightly closer to the bottom dead center from the top dead center.

Of course, here when the piston 36 is at the top dead center the cylinder bore 34 is at a position where it overlaps neither the influx groove 50 nor the discharge groove 52.

By thus positioning the piston 36 so that the cylinder bore 34 overlaps neither the influx groove 50 nor the discharge groove 52 when it is located at the bottom dead center and top dead center it is possible to prevent inter-movement of the fluid, and the pumping efficiency can be increased.

The preceding explanation focused on one cylinder bore 34, but each cylinder bore 34 also acts in the same manner, and can pressurize and send fluid.

The preceding explanation dealt with a pump device that pressurizes and sends a working fluid when the rotary shaft 16 is driven by a motor, but it can also be used as a motor device, in which case the rotary shaft 16 is made to rotate as the output shaft.

Below, to explain its operation as a motor device, when a working fluid is supplied to the working fluid influx passage 46 from another pressure fluid source, the piston 36 of the cylinder bore 34 that is in the vicinity of the influx starting end 50A of the influx groove 50 is at a position slightly moved to the bottom dead center from the top dead center, and the working fluid acts so as to move the piston 36 toward the bottom dead center. Then, as the piston 36 moves, the piston 36 rotates the swash plate 72, and rotates the shaft support 62, cross slider 60, and shaft support 58, and ultimately the rotary shaft 16 and cylinder block 32 are rotated.

Next, when the cylinder bore 34 reaches the influx completing end 50B of the influx groove 50, the piston 36 is located at a position slightly closer to the top dead center from the bottom dead center, and at this time another cylinder bore 34 acts in the same manner as described above, so the cylinder bore 34 located in the vicinity of the influx completing end 50B moves to the influx starting end 52A of the influx groove 52, and the piston 36 inside this cylinder bore 34 moves toward the top dead center. Therefore the working fluid inside the cylinder bore 34 is discharged from the working fluid discharge passage 48.

By repeating this sort of action this embodiment's motor device can convert a working fluid's water head energy into rotary motion.

Thus in a fluid machine per this embodiment, the thrust load applied to the swash plate when converting rotary motion and reciprocating motion is received in the form of a radial load on the bearing portion between the rotation support shaft 66 and the shaft support 62 and on the center portion of the universal joint 56, making the axial thrust load very small, so mechanical strength is increased and mechanical wear becomes very small.

Also, the rotary shaft 16, rotation support shaft 66, swash plate 72, and universal joint 56 mechanism are individually processed, and these components are assembled and combined to obtain the motion conversion mechanism portion, so it is excellent with regard to assembly and production characteristics.

Effect of the Invention

As described above, the present invention uses a cross-slider type universal joint in the reciprocating motion and rotary motion conversion portion, so it provides a fluid machine with excellent mechanical efficiency not achieved in prior art.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

FIG. 1 is a vertical section view of a fluid machine that is one embodiment of the present invention. FIG. 2 is a cross-section along II-II in FIG. 1. FIG. 3 is an oblique view of the motion conversion mechanism. FIG. 4 is an oblique view of the rotation support shaft and fixed part. FIG. 5 is a sectional view explaining the mechanism for changing the angle of the rotation support shaft. FIG. 6 and FIG. 7 are oblique views of universal joints.

10 ... cylinder case, 12 ... front cover, 14 ... end cover, 16 ... rotary shaft, 32 ... cylinder block, 34 ... cylinder bore, 36 ... piston, 46 ... working fluid influx passage, 48 ... working fluid discharge passage, 58 ... shaft support, 60 ... cross slider, 62 ... shaft support, 66 ... rotation support shaft, 72 ... swash plate.

FIG. 1

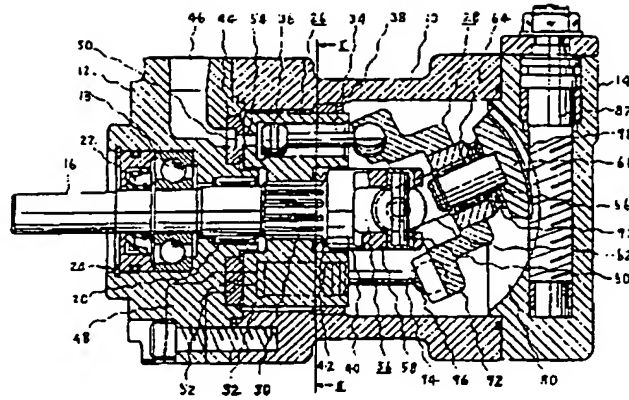


FIG. 2

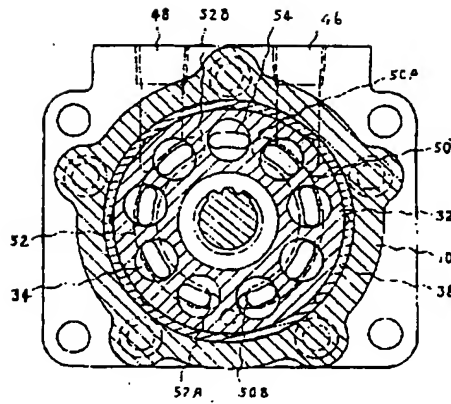


FIG. 3

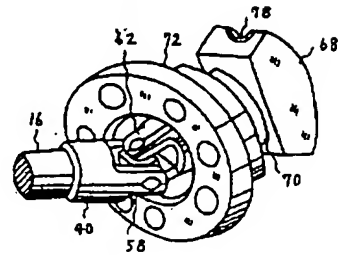


FIG. 4

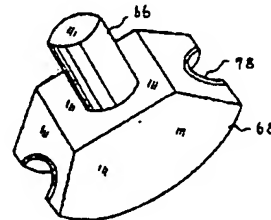


FIG. 5

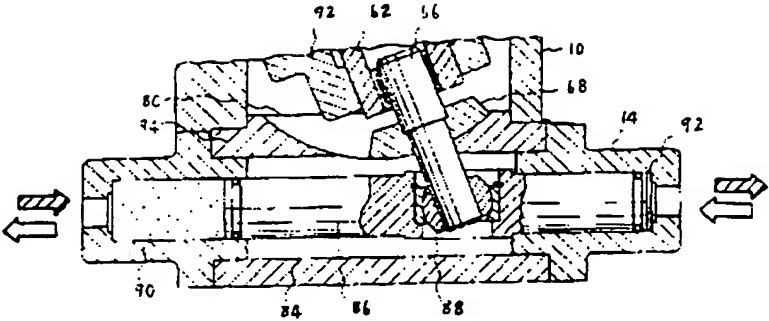


FIG. 6

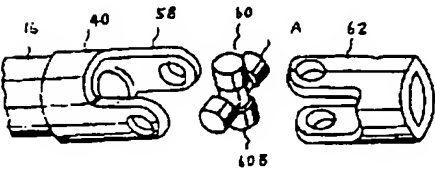
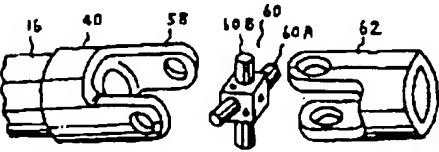


FIG. 7



⑫ 公開特許公報(A)

昭60-164677

⑬ Int.Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 昭和60年(1985)8月27日

F 04 B 1/20

7504-3H

審査請求 未請求 発明の数 1 (全8頁)

⑮ 発明の名称 流体機械

⑯ 特 願 昭59-19983

⑰ 出 願 昭59(1984)2月8日

⑱ 発 明 者 金 丸 尚 信 勝田市大字高場2520番地 株式会社日立製作所佐和工場内
 ⑱ 発 明 者 東 海 林 昭 勝田市大字高場2520番地 株式会社日立製作所佐和工場内
 ⑱ 発 明 者 小 沼 富 泰 勝田市大字高場2520番地 株式会社日立製作所佐和工場内
 ⑲ 出 願 人 株式会社日立製作所 東京都千代田区神田駿河台4丁目6番地
 ⑲ 代 理 人 弁理士 高橋 明夫 外2名

明 細 書

発明の名称 流体機械

特許請求の範囲

1. (a) 中空状のシリンダケース；
 (b) 前記シリンダケースの一側に位置するエンドカバー；
 (c) 前記シリンダケース内部に延びて回転運動を行う回転軸；
 (d) 前記シリンダケース内部に配置され前記回転軸と一体的に回転するシリンダブロック；
 (e) 前記シリンダブロックに形成されたシリンダボア；
 (f) 前記回転軸の回転中心軸線の延長線上から半径方向に偏心した位置の前記エンドカバーに設けられ前記エンドカバーと前記シリンダブロックの間で前記回転中心軸線と交わる方向に延びた回転軸；
 (g) 前記回転軸に回転自在に軸支される第1の回転端部と、前記回転軸の端部に固定

的に取り付けられた第2の回転端部と、前記第1の回転端部と前記第2の回転端部を結合するクロスバイダーとよりなるクロスバイダー形のユニバーサルジョイント；

- (h) 前記ユニバーサルジョイントの前記第1の回転端部に設けられた斜板；
 (i) 前記シリンダボアに配置されかつ前記斜板と連結されたピストン；
 (j) 前記エンドカバーとは反対側に位置し前記ピストンが作動液体を流入させる工程にある時前記シリンダボアに設けた連通孔を介して作動液体を供給し、前記ピストンが作動液体を流出させる工程にある時前記連通孔から作動液体を排出するように関係付けられた作動液体流入通路と作動液体流出通路；

とを備うたことを特徴とする流体機械。

2. 特許請求の範囲第1項において、前記作動液体流入通路および前記作動液体流出通路は前記エンドカバーとは反対側の前記シリンダケースの他

側に位置するフロントカバーに形成されていることを特徴とする流体機械。

3. 特許請求の範囲第2項において、前記回転軸にはスプラインが形成され、前記スプラインに前記シリンダブロックが軸方向に移動可能に係合されていると共に、前記シリンダブロックは弾発体によつて前記フロントカバー側に押圧されていることを特徴とする流体機械。

4. 特許請求の範囲第1項において、前記シリンダブロックの外周と前記シリンダケースの内周との間にはベアリングが介装されていることを特徴とする流体機械。

5. 特許請求の範囲第1項において、前記回転軸は前記ユニバーサルジョイントの回転中心を中心として回転可能に前記エンドカバーに設けられていることを特徴とする流体機械。

6. 特許請求の範囲第5項において、前記回転軸は一部に歯が切られた固定部に固定され、前記固定部は前記エンドカバーに設けられた調整ねじによつて前記ユニバーサルジョイントの回転中心

を中心として回転されることを特徴とする流体機械。

7. 特許請求の範囲第5項において、前記回転軸は固定部に固定され、前記固定部は前記エンドカバーに設けられた油圧ピストンによつて前記ユニバーサルジョイントの回転中心を中心として回転されることを特徴とする流体機械。

8. 特許請求の範囲第1項において、前記作動液体流入通路および前記作動液体流出通路は前記シリンダボアと摺動接触し前記シリンダボアに形成した前記連通孔と所定の関係を有して連通する溝を有したシート部材を含んでいることを特徴とする流体機械。

9. 特許請求の範囲第8項において、前記シート部材に設けられた各々の前記溝の間は前記ピストンが上死点および下死点にある時前記シリンダボアが両溝に重ならないような距離を有していることを特徴とする流体機械。

発明の詳細な説明

〔発明の利用分野〕

本発明は液体、特に油等の作動液体を圧送するポンプ機能あるいは作動液体の水頭エネルギー（圧力エネルギー等）を利用して回転力を得るモータ機能を有する流体機械に関するものである。

〔発明の背景〕

一般に油等の作動液体を圧送する液体ポンプや作動液体の水頭エネルギーを利用して回転力を得る液体モータは流体機械として良く知られている。

そして、この種の流体機械としては、特開昭58-91383号公報の第1図に代表されるように駆動軸に斜板を固設し、その斜板の回転により他方軸に軸支された揺動円板を揺動させて往復運動を行う斜板回転形と、同公報の第2図に代表されるように駆動軸の出力端に一体に斜軸を設け、その斜軸の偏心運動を斜軸の外周に設けた回転阻止手段を介して軸支された揺動円板に伝えて往復運動を行う斜軸回転形とがある。

しかしながら、前者は斜板の回転を揺動円板に伝えて往復運動に変換しているため両者間にはニードルベアリングなどの軸受手段が必要であり構

造が極めて複雑となる。

また、揺動円板を保持する中央ボール軸受でスラスト荷重の全体を受けるため摩擦抵抗が大きく機械効率が極めて悪い。

更に、揺動円板の外周端にはシリンダに摺動自在に嵌合されたピストンと連結するピストンロッドが連結されているため揺動円板が回転してはならない制約がある。この回転阻止は固定傘歯車に揺動円板の側面にある平歯を噛み合わせることにより行っており（いわゆる歯車摺動形）、耐久性がない。そのうえ、揺動円板にかかるスラスト荷重はボール軸受で受けており、このボール軸受は製作に高度の加工技術を必要とするばかりか耐久性に問題があり信頼性に乏しい。もちろんこの信頼性を向上するのに各種の手法を施すこともできるが必要以上に高価になるという欠点がある。

次に後者は、駆動軸と一体に斜軸を設けその外周にスラスト軸受を介して揺動円板を設けているものであるが、前者同様スラスト荷重が軸方向にかかり、揺動円板の回転阻止部の耐久性、スラスト

ト軸受の多用化が問題であると共に構造が極めて複雑である。

そのうえ、斜軸が長くて重いため回転時の回転バランスが悪く、振動、騒音の大きな要因ともなっていた。この回転バランスは前者の例でも言えることであるが、バランスウエイトで修正しているものの形状的にバランスさせることができないため根本的なアンバランスの解消にはつながらず、心振れとなつて発現する。

この心振れは偏心荷重として駆動軸に作用し軸摩擦につながる。又、機械的振動は機械寿命を短かくするばかりか製品としての信頼性は全くなく、騒音となつてユーザーに不快感を与えるものでは非とも取り除く必要がある。

以上、代表的な流体機械を説明したが、いずれの場合も軸方向のスラスト荷重と駆動軸にかかる偏心荷重が大きく、多々対策を施しているものの軸方向の機械的摩擦の解消、駆動軸の偏心解消にはほど遠く、総合的にみて機械効率が極めて悪いものであつた。

の回転端部と、前記回転軸の端部に固定的に取り付けられた第2の回転端部と、前記第1の回転端部と前記第2の回転端部を結合するクロスバイダーとよりなるクロスバイダー形のユニバーサルジョイント；

(h) 前記ユニバーサルジョイントの前記第1の回転端部に設けられた斜板；

(i) 前記シリンダボアに配置されかつ前記斜板と連結されたピストン；

(j) 前記エンドカバーとは反対側に位置し前記ピストンが作動液体を流入させる工程にある時前記シリンダボアに設けた連通孔を介して作動液体を供給し、前記ピストンが作動液体を流出させる工程にある時前記連通孔から作動液体を排出するように関係付けられた作動液体流入通路と作動液体流出通路；

とを備えたところの流体機械にある。

このように構成された流体機械によれば、シリンダブロックおよび運動変換機構部分が同期して回転するため、シリンダブロックと運動変換機構

〔発明の目的〕

本発明の目的は、機械効率のすぐれた流体機械を提供することにある。

〔発明の概要〕

本発明の特徴は、

- (a) 中空状のシリンダケース；
- (b) 前記シリンダケースの一端に位置するエンドカバー；
- (c) 前記シリンダケース内部に延びて回転運動を行う回転軸；
- (d) 前記シリンダケース内部に配置され前記回転軸と一体的に回転するシリンダブロック；
- (e) 前記シリンダブロックに形成されたシリンダボア；
- (f) 前記回転軸の回転中心軸線の延長線上から半径方向に偏心した位置の前記エンドカバーに設けられ前記エンドカバーと前記シリンダブロックの間で前記回転中心軸線と交わる方向に延びた回転支軸；
- (g) 前記回転支軸に回転自在に軸支される第1

部分が見掛け上静止した形となると共にピストンが往復運動を行うためポンプ機能あるいはモータ機能を遂行できるものである。

そして、このような構成によると、運動変換機構部分がユニバーサルジョイントで構成されるため、機械効率を極めて高いものとすることができるものである。

尚、この他運動変換機構部分がユニバーサルジョイントで構成されるため、構成部品がきわめて少なく、したがって個々の集積誤差も小さくなり、製作上の公差管理が容易であるという効果も奏するものである。

〔発明の実施例〕

第1図において、参照番号10はシリンダケースであり、このシリンダケース10の一端側にフロントカバー12、他端側にエンドカバー14が例えばボルト等によつて固定されているが、場合によつてはシリンダケース10とフロントカバー12は一体的に構成しても良い。フロントカバー12の横断面中心には回転軸16が挿通されてお

り、この回転軸16はフロントカバー12にボールベアリング18、ニードルベアリング20を介して軸受されている。

また、ボールベアリング18の外側にはシール材22が配置されており、このシール材22はリップ24で係止されている。

シリンダケース10の内部には作動室組立体26と運動変換機構部28とが収納されており、これはエンドカバー14によつて密閉されている。

ここで、作動室組立体26は、回転軸16の途中に形成されたスプライン部30に係合され回転軸16と一体的に回転可能なシリンダブロック32およびこのシリンダブロック32の内部に等間隔で複数個だけ配置された中空円筒状に形成されたシリンダボア34およびシリンダボア34に配置されたピストン36とより構成されている。

ここでシリンダブロック32は回転軸16と同期して回転するため、シリンダブロック32の外周はシリンダケース10の内周とプレーンベアリング38を介して軸受されているが、このプレー

ンベアリング38はこの他ボール、ニードルベアリングに置き換えることも可能である。

そして、シリンダブロック32と回転軸16の径大部40との間には板ばね42が介装されており、シリンダブロック32はフロントカバー12側へ押圧されている。これはシリンダブロック32をフロントカバー12に固着されたシート部材44に密着してシール性を向上するのに役立っているが、この他組立や調整を容易にすることにも役立っている。

尚、シリンダブロック32と回転軸16は基本的に固着しても良いことは言うまでもない。

フロントカバー12には作動液体流入通路46と作動液体流出通路48とが形成されており、これらは第2図に示すようなシート部材44に設けた流入溝50と流出溝52に接続されている。

すなわち、第2図は第1図のⅡ-Ⅱ断面を示しており、シート部材44には円弧状の流入溝50と流出溝52が形成されており、これらはそれぞれ作動液体流入通路46と作動液体流出通路48

と連通している。

そして、各々のシリンダボア34の頂部にはこれも円弧状の連通孔54が形成されており、シリンダブロック32が回転することにより連通孔54が流入溝50、流出溝52を各々横切ることになる。

次に運動変換機構部28について第3図、第4図、第5図、第6図および第7図も参照して説明する。

回転軸16の端部である径大部40はクロスバイダー形のユニバーサルジョイント56を構成する軸支部58が一体的に形成されているが、別体に構成した後これらを結合して一体化しても良い。

そして、この軸支部58には十字形に形成されたクロスバイダー60の一对のアーム60Aが軸支されている。

一方、クロスバイダー60の他の一对のアーム60Bは他の軸支部62に軸支され、この軸支部62はニードルベアリング64を介して回転軸

16の回転中心軸線の延長線より半径方向に偏心して位置する回転支軸66に軸支されている。ここで回転支軸66は固定部68に固着されており、固定部68と軸支部62の間には両者の摩擦を軽減するためのベアリング70が介装されている。

そして、回転支軸66の軸線と回転軸16の軸線は互に傾斜を有して交わり、その交点はクロスバイダー60の回転中心である。

また、軸支部62には斜板72が固定されており、この斜板72にはピストン36と連結杆74を介して連結された玉軸受76が受け入れられている。尚、斜板72と軸支部62は一对的に形成しても良いことは言うまでもない。

したがって軸支部62は回転軸16と同期して回転するため、結果的にシリンダブロック32、ピストン36、連結杆74、斜板72が一体的に同期して回転することになる。

ここで、第3図、第4図にある通り固定部68の底部にはウォームギアの形態を採用した歯78が切られており、エンドカバー14に形成した案

内溝80に沿って固定部68は移動可能で、これはクロスバイダー60の中心を回転中心として移動できるものである。もちろん歯78と噛み合う調整ねじ82がエンドカバー14に配置されている。

この調整ねじ82は手動あるいはアクチュエータを用いて回転可能であり、このような機構を設けることによつて回転軸66の軸線と回転軸16の軸線の傾斜を変え、ポンプであれば吐出容量を変化させ、モータであれば回転速度を変化させることができるものである。

また、固定部68の移動は次のような方法によつても行うことができる。

すなわち、第5図においてエンドカバー14には回転軸16の回転中心軸線と略直角に交わる方向に移動可能な油圧ピストン機構84が設けられている。

この油圧ピストン機構84は、固定部68に固定された回転軸66が油圧ピストン86まで延びており、この回転軸66の端部はボール軸受

88を介して油圧ピストン86と係合している。油圧ピストン86の両側には油圧室90、92が形成されており、両油圧室90、92のどちらか一方に圧油を注入することにより油圧ピストン86が往復動することができる。

ここで、固定部68はエンドカバー14とシリンダケース10の間に挟持された案内板94の案内溝80に沿って回転でき、もちろんこれはクロスバイダー60の回転中心を中心として回転されるものである。

尚、クロスバイダーは第6図にあるようにアーム60A、60Bを十字形に一体形成し、各々のアーム60A、60Bの先端にニードル軸受を介して外輪を取り付けた方式や、第7図のように立方体のこまに各々アーム60A、60Bを十字形に取り付けた方式が考えられるがいずれを採用しても良いものである。

以上のような構成の流体機械において、次にその作動を説明するが、まずポンプ装置の場合を説明する。

今、原動機(例えば内燃機関や電動機)によつて回転軸16が回転されるとシリンダブロック32が回転軸16と同期して回転される。これと並行して径大部40に形成した軸支部58、クロスバイダー60、軸支部62も同時に回転されるため、斜板72も同時に回転される。ここで斜板72は調整ねじ82によつてその傾斜角が選択されており、この選択された傾斜角を保つて斜板72が回転されるものである。

そして、このようにシリンダブロック32および斜板72が同期して例えば第2図で右回転を行うと、流入溝50の流入開始端50A付近にあるシリンダボア34内のピストン36は上死点より若干下死点側に移動した位置にある。そして、このシリンダボア34が右回転して移動するにつれてピストン36は下死点に向つて移動し、流入溝50の流入終了端50B付近ではピストン36は下死点より若干上死点側の位置にある。

ここで、ピストン36が下死点にある状態ではシリンダボア34は流入溝50と流出溝52の両

方と重ならない位置にある。

次に更にシリンダブロック32が右回転して移動すると流出溝52の流出開始端52A付近からピストン36が上死点へ向つて移動し、流出終了端52B付近ではピストン36は上死点より若干下死点側の位置にある。

もちろん、ここでもピストン36が上死点にある時、シリンダボア34は流入溝50と流出溝52の両方と重ならない位置にあるものである。

このようにピストン36が下死点および上死点に位置する時にシリンダボア34が流入溝50と流出溝52が重ならないようにすることによつて液体の相互の移動を防止でき、ポンプ効率を向上することができる。

以上は1個のシリンダボア34に注目して説明したが、各々のシリンダボア34も同様の動作を行い、液体を圧送することが可能となるものである。

上述の説明は回転軸16を原動機によつて駆動することとて作動液体を圧送するポンプ装置につい

てのものであるが、モータ装置として使用することも可能で、この場合回転軸16は出力軸として回転を取り出す動きをする。

以下モータ装置の作動について説明すると、今作動液体流入通路46に他の圧力液体源から作動液体が供給されると流入溝50の流入開始端50A付近にあるシリンダボア34のピストン36は上死点より若干下死点側にあり、作動液体がピストン36を下死点側に向つて移動させるように作用する。そして、このピストン36が移動するに従つてピストン36は斜板72を回転させ、軸支部62、クロスバイダ-60および軸支部58を回転させ、最終的に回転軸16およびシリンダブロック32を回転させる。

次にシリンダボア34が流入溝50の流入終了端50Bに達するとピストン36は下死点より若干上死点側に位置しており、この時更に別のシリンダボア34が上記と同様の作動を行つているので流入終了端50B付近に位置するシリンダボア34は流出溝52の流出開始端52Aまで移動し、

このシリンダボア34内のピストン36は上死点に向つて移動を行うようになる。したがつてシリンダボア34内の作動液体は作動液体流出通路48から排出されるようになる。

このような動作の繰り返しによつて本実施例のモータ装置は作動液体の水頭エネルギーを回転運動に変換することが可能となるものである。

このように本実施例になる流体機械によれば、回転運動と往復運動の変換を行うのに際し斜板にかかるスラスト荷重は回転軸66と軸支部62の間の軸受部分と、ユニバーサルジョイント56の中心部分でラジアル荷重の形で受けとめることになり軸方向のスラスト荷重は極めて小さくなり、したがつて機械強度を向上させると共に機械摩擦を極めて小さいものにしてゐる。

また、回転軸16、回転軸66、斜板72およびユニバーサルジョイント56機構とを各々個別に加工し、これらの部品を組立結合して運動変換機構部が得られるので、組立性、生産性の優れたものとなる。

〔発明の効果〕

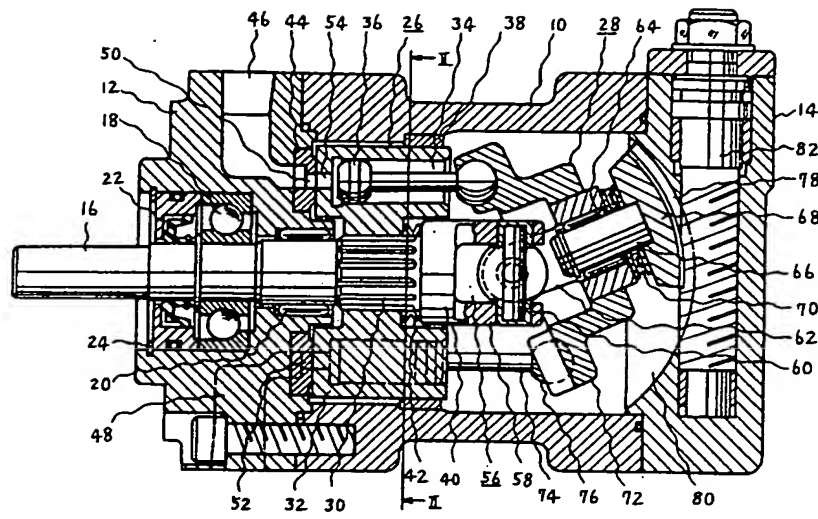
以上述べた通り、本発明によれば往復運動と回転運動の変換部分にクロスバイダ-形ユニバーサルジョイントを用いるようにしたため、従来にない機械効率の優れた流体機械を得ることができものである。

図面の簡単な説明

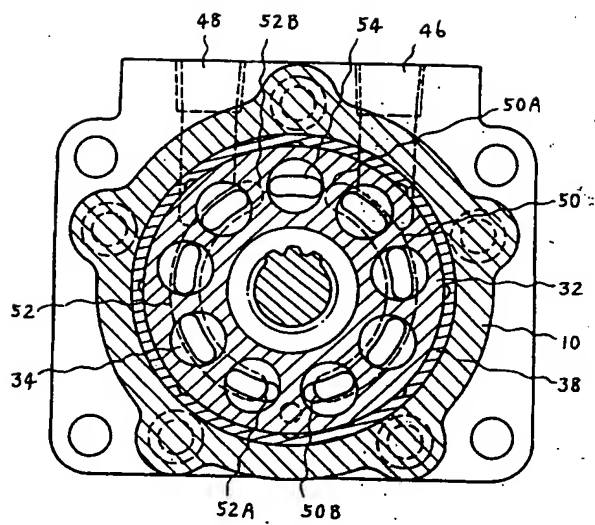
第1図は本発明の一実施例になる流体機械の縦断面図、第2図は第1図のⅡ-Ⅱ断面図、第3図は運動変換機構部の斜視図、第4図は回転軸と固定部の斜視図、第5図は回転軸の角度を変える機構を説明する断面図、第6図および第7図はユニバーサルジョイントの斜視図である。

10…シリンダケース、12…フロントカバー、14…エンドカバー、16…回転軸、32…シリンダブロック、34…シリンダボア、36…ピストン、46…作動液体流入通路、48…作動液体流出通路、58…軸支部、60…クロスバイダ-、62…軸支部、66…回転軸、72…斜板。

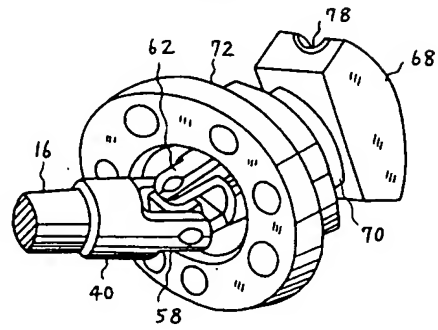
第 1 図



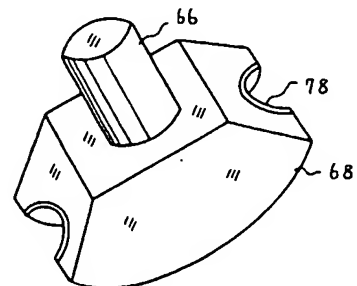
第 2 図



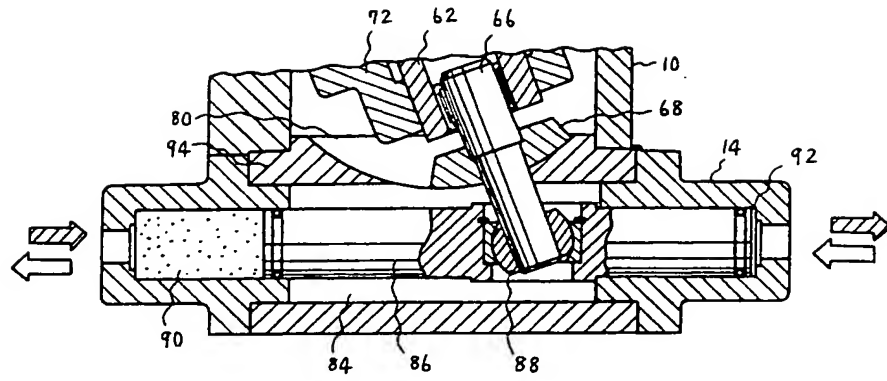
第 3 図



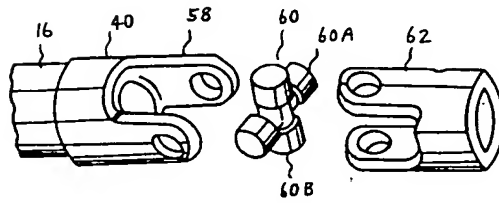
第 4 図



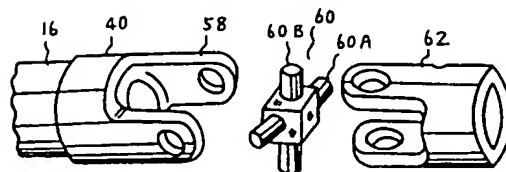
第5図



第6図



第7図



⑫ Int.Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 昭和60年(1985)8月27日

F 04 B 1/20

7504-3H

審査請求 未請求 発明の数 1 (全8頁)

⑭ 発明の名称 流体機械

⑮ 特 願 昭59-19983

⑯ 出 願 昭59(1984)2月8日

⑰ 発 明 者 金 丸 尚 信 勝田市大字高楊2520番地 株式会社日立製作所佐和工場内
⑰ 発 明 者 東 海 林 昭 勝田市大字高楊2520番地 株式会社日立製作所佐和工場内
⑰ 発 明 者 小 沼 富 泰 勝田市大字高楊2520番地 株式会社日立製作所佐和工場内
⑰ 出 願 人 株式会社日立製作所 東京都千代田区神田駿河台4丁目6番地
⑰ 代 理 人 弁理士 高橋 明夫 外2名

明 細 書

発明の名称 流体機械

特許請求の範囲

1. (a) 中空状のシリンダケース；
(b) 前記シリンダケースの一侧に位置するエンドカバー；
(c) 前記シリンダケース内部に延びて回転運動を行う回転軸；
(d) 前記シリンダケース内部に配置され前記回転軸と一体的に回転するシリンダブロック；
(e) 前記シリンダブロックに形成されたシリンダボア；
(f) 前記回転軸の回転中心軸線の延長線上から半径方向に偏心した位置の前記エンドカバーに設けられ前記エンドカバーと前記シリンダブロックの間で前記回転中心軸線と交わる方向に延びた回転支軸；
(g) 前記回転支軸に回転自在に軸支される第1の回転端部と、前記回転軸の端部に固定

的に取り付けられた第2の回転端部と、前記第1の回転端部と前記第2の回転端部を結合するクロスバイダーとよりなるクロスバイダー形のユニバーサルジョイント；

- (h) 前記ユニバーサルジョイントの前記第1の回転端部に設けられた斜板；
(i) 前記シリンダボアに配置されかつ前記斜板と連結されたピストン；
(j) 前記エンドカバーとは反対側に位置し前記ピストンが作動液体を流入させる工程にある時前記シリンダボアに設けた連通孔を介して作動液体を供給し、前記ピストンが作動液体を流出させる工程にある時前記連通孔から作動液体を排出するように関係付けられた作動液体流入通路と作動液体流出通路；

とを備うたことを特徴とする流体機械。

2. 特許請求の範囲第1項において、前記作動液体流入通路および前記作動液体流出通路は前記エンドカバーとは反対側の前記シリンダケースの他

側に位置するフロントカバーに形成されていることを特徴とする流体機械。

3. 特許請求の範囲第2項において、前記回転軸にはスプラインが形成され、前記スプラインに前記シリンダブロックが軸方向に移動可能に係合されていると共に、前記シリンダブロックは弾発体によつて前記フロントカバー側に押圧されていることを特徴とする流体機械。

4. 特許請求の範囲第1項において、前記シリンダブロックの外周と前記シリンダケースの内周との間にはベアリングが介装されていることを特徴とする流体機械。

5. 特許請求の範囲第1項において、前記回転軸は前記ユニバーサルジョイントの回転中心を中心として回転可能に前記エンドカバーに設けられていることを特徴とする流体機械。

6. 特許請求の範囲第5項において、前記回転軸は一部に歯が切られた固定部に固定され、前記固定部は前記エンドカバーに設けられた調整ねじによつて前記ユニバーサルジョイントの回転中心

を中心として回転されることを特徴とする流体機械。

7. 特許請求の範囲第5項において、前記回転軸は固定部に固定され、前記固定部は前記エンドカバーに設けられた油圧ピストンによつて前記ユニバーサルジョイントの回転中心を中心として回転されることを特徴とする流体機械。

8. 特許請求の範囲第1項において、前記作動液体流入通路および前記作動液体流出通路は前記シリンダボアと摺動接触し前記シリンダボアに形成した前記連通孔と所定の関係を有して連通する溝を有したシート部材を含んでいることを特徴とする流体機械。

9. 特許請求の範囲第8項において、前記シート部材に設けられた各々の前記溝の間は前記ピストンが上死点および下死点にある時前記シリンダボアが両溝に重ならないような距離を有していることを特徴とする流体機械。

発明の詳細な説明

〔発明の利用分野〕

本発明は液体、特に油等の作動液体を圧送するポンプ機能あるいは作動液体の水頭エネルギー（圧力エネルギー等）を利用して回転力を得るモータ機能を有する流体機械に関するものである。

〔発明の背景〕

一般に油等の作動液体を圧送する液体ポンプや作動液体の水頭エネルギーを利用して回転力を得る液体モータは流体機械として良く知られている。

そして、この種の流体機械としては、特開昭58-91383号公報の第1図に代表されるように駆動軸に斜板を固設し、その斜板の回転により他方軸に軸支された揺動円板を揺動させて往復運動を行う斜板回転形と、同公報の第2図に代表されるように駆動軸の出力端に一体に斜軸を設け、その斜軸の偏心運動を斜軸の外周に設けた回転阻止手段を介して軸支された揺動円板に伝えて往復運動を行う斜軸回転形とがある。

しかしながら、前者は斜板の回転を揺動円板に伝えて往復運動に変換しているため両者間にはニードルベアリングなどの軸受手段が必要であり構

造が極めて複雑となる。

また、揺動円板を保持する中央ボール軸受でスラスト荷重の全体を受けるため摩擦抵抗が大きく機械効率が極めて悪い。

更に、揺動円板の外周端にはシリンダに摺動自在に嵌合されたピストンと連結するピストンロッドが連結されているため揺動円板が回転してはならない制約がある。この回転阻止は固定傘歯車に揺動円板の側面にある平歯を噛み合わせることにより行っており（いわゆる歯車摺動形）、耐久性がない。そのうえ、揺動円板にかかるスラスト荷重はボール軸受で受けており、このボール軸受は製作に高度の加工技術が必要とするばかりか耐久性に問題があり信頼性に乏しい。もちろんこの信頼性を向上するのに各種の手法を施すこともできるが必要以上に高価になるという欠点がある。

次に後者は、駆動軸と一体に斜軸を設けその外周にスラスト軸受を介して揺動円板を設けているものであるが、前者同様スラスト荷重が軸方向にかかり、揺動円板の回転阻止部の耐久性、スラスト

ト軸受の多用化が問題であると共に構造が極めて複雑である。

そのうえ、斜軸が長くて重いため回転時の回転バランスが悪く、振動、騒音の大きな要因ともなっていた。この回転バランスは前者の例でも言えることであるが、バランスウエイトで修正しているものの形状的にバランスさせることができないため根本的なアンバランスの解消にはつながらず、心振れとなつて発現する。

この心振れは偏心荷重として駆動軸に作用し軸摩擦につながる。又、機械的振動は機械寿命を短かくするばかりか製品としての信頼性は全くなく、騒音となつてユーザーに不快感を与えるもので是非とも取り除く必要がある。

以上、代表的な流体機械を説明したが、いずれの場合も軸方向のスラスト荷重と駆動軸にかかる偏心荷重が大きく、多々対策を施しているものの軸方向の機械的摩擦の解消、駆動軸の偏心解消にはほど遠く、総合的にみて機械効率が極めて悪いものであつた。

の回転端部と、前記回転軸の端部に固定的に取り付けられた第2の回転端部と、前記第1の回転端部と前記第2の回転端部を結合するクロスバイダーとよりなるクロスバイダー形のユニバーサルジョイント；

(h) 前記ユニバーサルジョイントの前記第1の回転端部に設けられた斜板；

(i) 前記シリンダボアに配置されかつ前記斜板と連結されたピストン；

(j) 前記エンドカバーとは反対側に位置し前記ピストンが作動液体を流入させる工程にある時前記シリンダボアに設けた連通孔を介して作動液体を供給し、前記ピストンが作動液体を流出させる工程にある時前記連通孔から作動液体を排出するように関係付けられた作動液体流入通路と作動液体流出通路；

とを備えたところの流体機械にある。

このように構成された流体機械によれば、シリンダブロックおよび運動変換機構部分が同期して回転するため、シリンダブロックと運動変換機構

〔発明の目的〕

本発明の目的は、機械効率のすぐれた流体機械を提供することにある。

〔発明の概要〕

本発明の特徴は、

- (a) 中空状のシリンダケース；
- (b) 前記シリンダケースの一侧に位置するエンドカバー；
- (c) 前記シリンダケース内部に延びて回転運動を行う回転軸；
- (d) 前記シリンダケース内部に配置され前記回転軸と一体的に回転するシリンダブロック；
- (e) 前記シリンダブロックに形成されたシリンダボア；
- (f) 前記回転軸の回転中心軸線の延長線上から半径方向に偏心した位置の前記エンドカバーに設けられ前記エンドカバーと前記シリンダブロックの間で前記回転中心軸線と交わる方向に延びた回転支軸；
- (g) 前記回転支軸に回転自在に軸支される第1

部分が見掛け上静止した形となると共にピストンが往復運動を行うためポンプ機能あるいはモータ機能を遂行できるものである。

そして、このような構成によると、運動変換機構部分がユニバーサルジョイントで構成されるため、機械効率を極めて高いものとすることができるものである。

尚、この他運動変換機構部分がユニバーサルジョイントで構成されるため、構成部品がきわめて少なく、したがつて個々の集積誤差も小さくなり、製作上の公差管理が容易であるという効果も奏するものである。

〔発明の実施例〕

第1図において、参照番号10はシリンダケースであり、このシリンダケース10の一端側にフロントカバー12、他端側にエンドカバー14が例えばボルト等によつて固定されているが、場合によつてはシリンダケース10とフロントカバー12は一体的に構成しても良い。フロントカバー12の横断面中心には回転軸16が挿通されてお

り、この回転軸16はフロントカバー12にボールベアリング18、ニードルベアリング20を介して軸受されている。

また、ボールベアリング18の外側にはシール材22が配置されており、このシール材22はリップ24で係止されている。

シリンダケース10の内部には作動室組立体26と運動変換機構部28とが収納されており、これはエンドカバー14によつて密閉されている。

ここで、作動室組立体26は、回転軸16の途中に形成されたスプライン部30に係合され回転軸16と一体的に回転可能なシリンダブロック32およびこのシリンダブロック32の内部に等間隔で複数個だけ配置された中空円筒状に形成されたシリンダボア34およびシリンダボア34に配置されたピストン36とより構成されている。

ここでシリンダブロック32は回転軸16と同期して回転するため、シリンダブロック32の外周はシリンダケース10の内周とプレーンベアリング38を介して軸受されているが、このプレー

ンベアリング38はこの他ボール、ニードルベアリングに置き換えることも可能である。

そして、シリンダブロック32と回転軸16の径大部40との間には板ばね42が介装されており、シリンダブロック32はフロントカバー12側へ押圧されている。これはシリンダブロック32をフロントカバー12に固着されたシート部材44に密着してシール性を向上するのに役立つているが、この他組立や調整を容易にすることにも役立つている。

尚、シリンダブロック32と回転軸16は基本的に固着しても良いことは言うまでもない。

フロントカバー12には作動液体流入通路46と作動液体流出通路48とが形成されており、これらは第2図に示すようなシート部材44に設けた流入溝50と流出溝52に接続されている。

すなわち、第2図は第1図のⅡ-Ⅱ断面を示しており、シート部材44には円弧状の流入溝50と流出溝52が形成されており、これらはそれぞれ作動液体流入通路46と作動液体流出通路48

と連通している。

そして、各々のシリンダボア34の頂部にはこれも円弧状の連通孔54が形成されており、シリンダブロック32が回転することにより連通孔54が流入溝50、流出溝52を各々横切ることになる。

次に運動変換機構部28について第3図、第4図、第5図、第6図および第7図も参照して説明する。

回転軸16の端部である径大部40はクロスバイダー形のユニバーサルジョイント56を構成する軸支部58が一体的に形成されているが、別体に構成した後これらを結合して一体化しても良い。

そして、この軸支部58には十字形に形成されたクロスバイダー60の一对のアーム60Aが軸支されている。

一方、クロスバイダー60の他の一对のアーム60Bは他の軸支部62に軸支され、この軸支部62はニードルベアリング64を介して回転軸

16の回転中心軸線の延長線より半径方向に偏心して位置する回転支軸66に軸支されている。ここで回転支軸66は固定部68に固着されており、固定部68と軸支部62の間には両者の摩擦を軽減するためのベアリング70が介装されている。

そして、回転支軸66の軸線と回転軸16の軸線は互に傾斜を有して交わり、その交点はクロスバイダー60の回転中心である。

また、軸支部62には斜板72が固定されており、この斜板72にはピストン36と連結杆74を介して連結された玉軸受76が受け入れられている。尚、斜板72と軸支部62は一对的に形成しても良いことは言うまでもない。

したがって軸支部62は回転軸16と同期して回転するため、結果的にシリンダブロック32、ピストン36、連結杆74、斜板72が一体的に同期して回転することになる。

ここで、第3図、第4図にある通り固定部68の底部にはウォームギアの形態を採用した歯78が切られており、エンドカバー14に形成した案

内溝80に沿って固定部68は移動可能で、これはクロスバイダー60の中心を回転中心として移動できるものである。もちろん歯78と噛み合う調整ねじ82がエンドカバー14に配置されている。

この調整ねじ82は手動あるいはアクチュエータを用いて回転可能であり、このような機構を設けることによつて回転支軸66の軸線と回転軸16の軸線の傾斜を変え、ポンプであれば吐出容量を変化させ、モータであれば回転速度を変化させることができるものである。

また、固定部68の移動は次のような方法によつても行うことができる。

すなわち、第5図においてエンドカバー14には回転軸16の回転中心軸線と略直角に交わる方向に移動可能な油圧ピストン機構84が設けられている。

この油圧ピストン機構84は、固定部68に固定された回転支軸66が油圧ピストン86まで延びており、この回転支軸66の端部はボール軸受

88を介して油圧ピストン86と係合している。油圧ピストン86の両側には油圧室90、92が形成されており、両油圧室90、92のどちらか一方に圧油を注入することにより油圧ピストン86が往復動することができる。

ここで、固定部68はエンドカバー14とシリンダケース10の間に挟持された案内板94の案内溝80に沿って回転でき、もちろんこれはクロスバイダー60の回転中心を中心として回転されるものである。

尚、クロスバイダーは第6図にあるようにアーム60A、60Bを十字形に一体形成し、各々のアーム60A、60Bの先端にニードル軸受を介して外輪を取り付けた方式や、第7図のように立方体のこまに各々アーム60A、60Bを十字形に取り付けた方式が考えられるがいずれを採用しても良いものである。

以上のような構成の流体機械において、次にその作動を説明するが、まずポンプ装置の場合を説明する。

今、原動機（例えば内燃機関や電動機）によつて回転軸16が回転されるとシリンダブロック32が回転軸16と同期して回転される。これと並行して径大部40に形成した軸支部58、クロスバイダー60、軸支部62も同時に回転されるため、斜板72も同時に回転される。ここで斜板72は調整ねじ82によつてその傾斜角が選択されており、この選択された傾斜角を保つて斜板72が回転されるものである。

そして、このようにシリンダブロック32および斜板72が同期して例えば第2図で右回転を行うと、流入溝50の流入開始端50A付近にあるシリンダボア34内のピストン36は上死点より若干下死点側に移動した位置にある。そして、このシリンダボア34が右回転して移動するにつれてピストン36は下死点に向つて移動し、流入溝50の流入終了端50B付近ではピストン36は下死点より若干上死点側の位置にある。

ここで、ピストン36が下死点にある状態ではシリンダボア34は流入溝50と流出溝52の両

方と重ならない位置にある。

次に更にシリンダブロック32が右回転して移動すると流出溝52の流出開始端52A付近からピストン36が上死点へ向つて移動し、流出終了端52B付近ではピストン36は上死点より若干下死点側の位置にある。

もちろん、ここでもピストン36が上死点にある時、シリンダボア34は流入溝50と流出溝52の両方と重ならない位置にあるものである。

このようにピストン36が下死点および上死点に位置する時にシリンダボア34が流入溝50と流出溝52が重ならないようにすることによつて液体の相互の移動を防止でき、ポンプ効率を向上することができる。

以上は1個のシリンダボア34に注目して説明したが、各々のシリンダボア34も同様の動作を行い、液体を圧送することが可能となるものである。

上述の説明は回転軸16を原動機によつて駆動することで作動液体を圧送するポンプ装置につい

てのものであるが、モータ装置として使用することも可能で、この場合回転軸16は出力軸として回転を取り出す動きをする。

以下モータ装置の作動について説明すると、今作動液体流入通路46に他の圧力液体源から作動液体が供給されると流入溝50の流入開始端50A付近にあるシリンダボア34のピストン36は上死点より若干下死点側にあり、作動液体がピストン36を下死点側に向つて移動させるように作用する。そして、このピストン36が移動するに従つてピストン36は斜板72を回転させ、軸支部62、クロススパイダー60および軸支部58を回転させ、最終的に回転軸16およびシリンダブロック32を回転させる。

次にシリンダボア34が流入溝50の流入終了端50Bに達するとピストン36は下死点より若干上死点側に位置しており、この時更に別のシリンダボア34が上記と同様の作動を行つているので流入終了端50B付近に位置するシリンダボア34は流出溝52の流出開始端52Aまで移動し、

このシリンダボア34内のピストン36は上死点に向つて移動を行うようになる。したがつてシリンダボア34内の作動液体は作動液体流出通路48から排出されるようになる。

このような動作の繰り返しによつて本実施例のモータ装置は作動液体の水頭エネルギーを回転運動に変換することが可能となるものである。

このように本実施例になる流体機械によれば、回転運動と往復運動の変換を行うのに際し斜板にかかるスラスト荷重は回転軸66と軸支部62の間の軸受部分と、ユニバーサルジョイント56の中心部分でラジアル荷重の形で受けとめることになり軸方向のスラスト荷重は極めて小さくなり、したがつて機械強度を向上させると共に機械摩擦を極めて小さいものにしてゐる。

また、回転軸16、回転軸66、斜板72およびユニバーサルジョイント56機構とを各々別個に加工し、これらの部品を組立結合して運動変換機構部が得られるので、組立性、生産性の優れたものとなる。

〔発明の効果〕

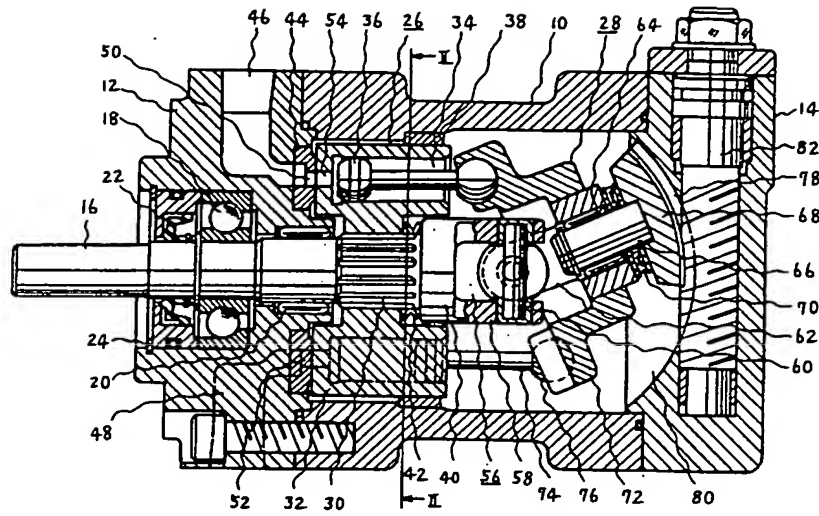
以上述べた通り、本発明によれば往復運動と回転運動の変換部分にクロススパイダー形のユニバーサルジョイントを用いるようにしたため、従来にはない機械効率の優れた流体機械を得ることができものである。

図面の簡単な説明

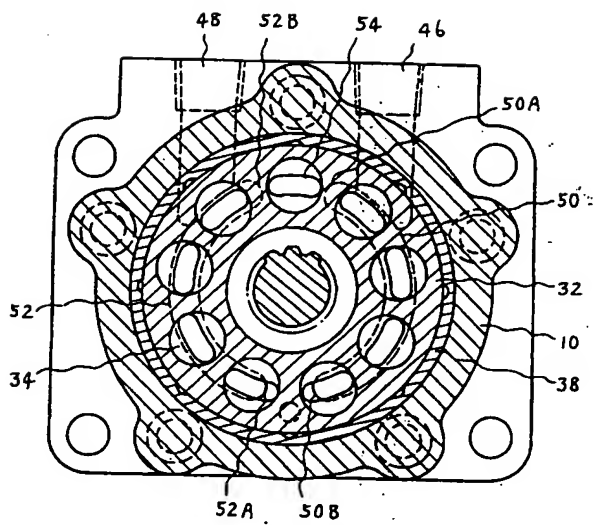
第1図は本発明の一実施例になる流体機械の縦断面図、第2図は第1図のⅡ-Ⅱ断面図、第3図は運動変換機構部の斜視図、第4図は回転軸と固定部の斜視図、第5図は回転軸の角座を支える機構を説明する断面図、第6図および第7図はユニバーサルジョイントの斜視図である。

10…シリンダケース、12…フロントカバー、14…エンドカバー、16…回転軸、32…シリンダブロック、34…シリンダボア、36…ピストン、46…作動液体流入通路、48…作動液体流出通路、58…軸支部、60…クロススパイダー、62…軸支部、66…回転軸、72…斜板。

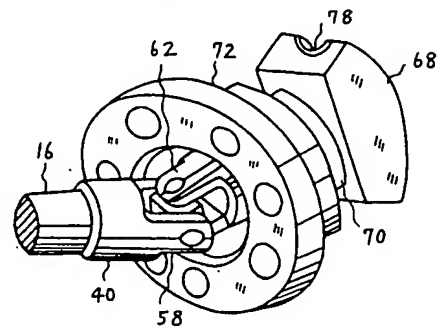
第 1 図



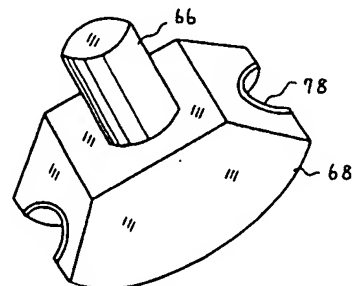
第 2 図



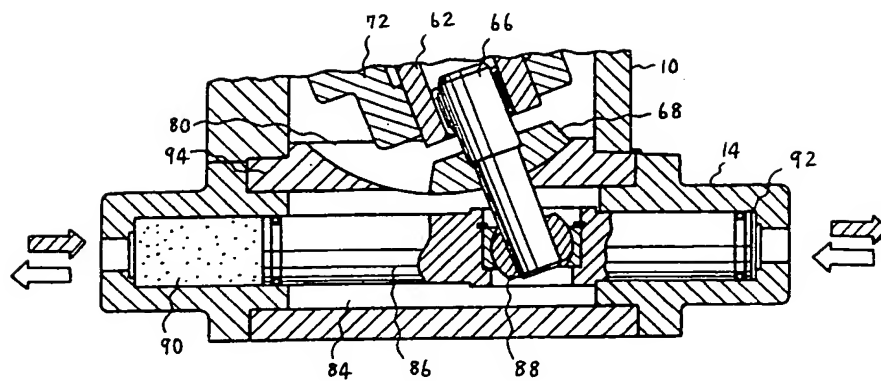
第 3 図



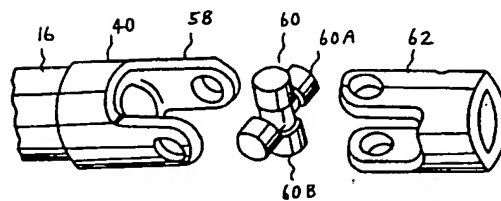
第 4 図



第 5 図



第 6 図



第 7 図

